



IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re application of: **OHKUBO, Masahiro**

Group Art Unit: **Not yet assigned**

Serial No.: **10/674,465**

Examiner: **Not yet assigned**

Filed: **October 1, 2003**

For. **AUTOMATIC SPEED CHANGE APPARATUS**

**CLAIM FOR PRIORITY UNDER 35 U.S.C. 119**

Commissioner for Patents  
P.O. Box 1450  
Alexandria, VA 22313-1450

Date: October 30, 2003

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application is hereby requested for the above-identified application, and the priority provided in 35 U.S.C. 119 is hereby claimed:

**Japanese Appln. No. 2002-327585, filed October 5, 2002**

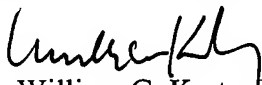
In support of this claim, the requisite certified copy of said original foreign application is filed herewith.

It is requested that the file of this application be marked to indicate that the applicant has complied with the requirements of 35 U.S.C. 119 and that the Patent and Trademark Office kindly acknowledge receipt of said certified copy.

In the event that any fees are due in connection with this paper, please charge our Deposit Account No. 01-2340.

Respectfully submitted,

ARMSTRONG, KRATZ, QUINTOS,  
HANSON & BROOKS, LLP

  
William G. Kratz, Jr.  
Attorney for Applicant  
Reg. No. 22,631

WGK/nrp  
Atty. Docket No. **031045**  
Suite 1000  
1725 K Street, N.W.  
Washington, D.C. 20006  
(202) 659-2930



**23850**

PATENT TRADEMARK OFFICE

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日            2 0 0 2 年 1 0 月    5 日  
Date of Application:

出 願 番 号            特 願 2 0 0 2 - 3 2 7 5 8 5  
Application Number:  
[ST. 10/C] :            [ J P 2 0 0 2 - 3 2 7 5 8 5 ]

出      願      人            大 窪   正 博  
Applicant(s):

2 0 0 3 年 1 0 月 1 5 日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

今 井 康 夫

出証番号    出証特 2 0 0 3 - 3 0 8 0 0 0 8

【書類名】 特許願

【整理番号】 OM020001

【提出日】 平成14年10月 5日

【あて先】 特許丁長官 殿

【国際特許分類】 F16H 3/62  
F16H 47/08

【発明者】

【住所又は居所】 京都府相楽郡精華町桜ヶ丘2丁目18番7号

【氏名】 大窪 正博

【特許出願人】

【住所又は居所】 京都府相楽郡精華町桜ヶ丘2丁目18番7号

【氏名又は名称】 大窪 正博

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【書類名】 明細書

【発明の名称】 自動変速装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

原動機からトルクコンバータ 1 0 を介して動力が入力される第 1 軸 1 0 0 と、前記第 1 軸 1 0 0 と平行に設けられて、動力が中継される第 2 軸 2 0 0 と、前記第 2 軸 2 0 0 と平行に設けられて、ディファレンシャルギア 4 0 を介して動力が出力される第 3 軸 3 0 0 と、

前記第 2 軸 2 0 0 に配置され、動力が入力される第 1、第 2、第 3 の構成要素及び動力が出力される第 4 の構成要素を有する第 1 及び第 2 遊星歯車列 2 0、3 0 と、

前記第 1 軸 1 0 0 と前記第 1 及び第 2 遊星歯車列 2 0、3 0 の前記第 1、第 2、第 3 の構成要素を連結する第 1、第 2、第 3 の動力伝達経路と、

前記第 1、第 2、第 3 の動力伝達経路を形成するそれぞれ 2 個のギアが噛み合う第 1、第 2、第 3 カウンターギア列 1、2、3 と、

前記第 1、第 2、第 3 の動力伝達経路に設けられたクラッチ C 1、C 2、C 3 と、前記第 2、第 3 の動力伝達経路に設けられ、前記第 2、第 3 の構成要素を制動するブレーキ B 2、B 1 と、

前記第 3 の動力伝達経路に設けられ、前記第 3 の構成要素を動力が入力される回転方向とは逆方向にのみ制動するワンウェイクラッチ 2 3 2 と、

前記第 2 軸 2 0 0 と前記第 3 軸 3 0 0 を連結する第 4 カウンターギア列とから構成された自動車用自動変速装置であって、

前記第 1 遊星歯車列 2 0 のリングギア 2 3 を、前記第 1 の動力伝達経路が連結される前記第 1 の構成要素とし、

前記リングギア 2 3 に噛み合う遊星ギア 2 2 を軸支する遊星キャリア 2 4 を、前記第 4 の構成要素とし、

前記遊星ギア 2 2 に噛み合うサンギア 2 1 と前記第 2 遊星歯車列 3 0 のサンギア 3 1 を連結して、前記第 2 の動力伝達経路が連結される前記第 2 の構成要素とし、

、

前記サンギア 3 1 に噛み合う遊星ギア 3 2 を軸支する遊星キャリア 3 4 を、前記第 3 の動力伝達経路が連結される前記第 3 の構成要素とし、  
前記遊星ギア 3 2 に噛み合うリングギア 3 3 を、前記第 4 の構成要素とし、  
前記第 4 の構成要素をなす前記遊星キャリア 2 4 と前記リングギア 3 3 を、動力が中継される前記第 2 軸 2 0 0 に連結し、  
前記第 1、第 2、第 3 の動力伝達経路を制御する前記クラッチ C 1、C 2、C 3 と、前記ブレーキ B 2、B 1 及びワンウェイクラッチ 2 3 2 のいずれか 2 個を選択的に締結することにより 7 種の変速段を得る、前進 6 速後進 1 速の自動変速装置。

【請求項 2】

前記トルクコンバータ 1 0 の方向に、前記第 1 軸 1 0 0 と前記第 2 軸 2 0 0 を連結する前記第 1、第 2、第 3 の動力伝達経路が順に配置され、  
前記第 1 と第 2 動力伝達経路の間の前記第 2 軸 2 0 0 に、前記第 1 遊星歯車列 2 0 が配置され、  
前記第 2 と第 3 動力伝達経路の間の前記第 2 軸 2 0 0 に、前記第 2 遊星歯車列 3 0 が配置され、  
前記第 1 の動力伝達経路に設けられた前記クラッチ C 1 と、前記第 3 の動力伝達経路に設けられたブレーキ B 1 及びワンウェイクラッチ 2 3 2 が、前記第 2 軸 2 0 0 に配置され、  
前記第 2 の動力伝達経路に設けられた前記クラッチ C 2 及びブレーキ B 2 と、前記第 3 の動力伝達経路に設けられた前記クラッチ C 3 が、前記第 1 軸 1 0 0 に配置され、  
前記第 2 軸 2 0 0 と前記第 3 軸 3 0 0 を連結する第 4 カウンターギア列が、前記第 1 動力伝達経路より前記トルクコンバータ 1 0 の方向に配置されるように成した、請求項 1 に記載の前進 6 速後進 1 速の自動変速装置。

【請求項 3】

前記第 1 の構成要素を成す前記第 1 遊星歯車列 2 0 のリングギア 2 3 は、前記リングギア 2 3 と連結したプレートでスラスト軸受けを介し、前記遊星キャリア 2 4 と前記第 1 カウンターギア列 1 の前記第 2 軸 2 0 0 に配置されたカウンターギ

ア 2 1 0 の間に保持され、

前記第 2 の構成要素を成す連結された前記サンギア 2 1 と前記サンギア 3 1 は、  
前記第 2 カウンターギア列 2 の前記第 2 軸 2 0 0 に配置されたカウンターギア 2  
2 0 と一体に形成され、

前記第 3 の構成要素を成す前記遊星キャリア 3 4 は、前記第 2 軸 2 0 0 でブシュ  
により軸支されると共に、前記第 3 カウンターギア列 3 の前記第 2 軸 2 0 0 に配  
置されたカウンターギア 2 3 0 と前記第 2 遊星歯車列 3 0 の外周部で継ぎ手によ  
り連結され、

前記第 4 の構成要素を成す前記遊星キャリア 2 4 と前記リングギア 3 3 は、動力  
が中継される前記第 2 軸 2 0 0 に、それぞれ異なる位置でスプラインにより連結  
され、

前記リングギア 3 3 のスプラインハブのスプライン連結穴両端部は、前記第 2 軸  
2 0 0 と同芯が出るよう嵌め合い部を設けるように成した、請求項 1 に記載の前  
進 6 速後進 1 速の自動変速装置。

#### 【請求項 4】

前記第 1 の動力伝達経路の前記第 1 カウンターギア列 1 は、カウンターギア 1 1  
0 が前記第 1 軸 1 0 0 と一体に形成され、前記カウンターギア 1 1 0 に噛み合う  
カウンターギア 2 1 0 が、前記第 2 軸 2 0 0 上のニードルローラベアリング 2 1  
1 により、回転自在に保持され、

前記第 2 の動力伝達経路の前記第 2 カウンターギア列 2 は、カウンターギア 1 2  
0 が前記第 1 軸 1 0 0 上のニードルローラベアリング 1 2 1 により、回転自在に  
保持され、前記カウンターギア 1 2 0 に噛み合う前記カウンターギア 2 2 0 が、  
前記第 2 軸 2 0 0 上のニードルローラベアリング 2 2 1 により、回転自在に保持  
され、

前記第 3 の動力伝達経路の前記第 3 カウンターギア列 3 は、カウンターギア 1 3  
0 が、前記第 1 軸 1 0 0 上のニードルローラベアリング 1 3 1 により、回転自在  
に保持され、前記カウンターギア 1 3 0 に噛み合う前記カウンターギア 2 3 0 が  
、前記リングギア 3 3 の前記スプラインハブ上のニードルローラベアリング 2 3  
1 により、回転自在に保持され、

前記第 1 軸 100 は、前記第 1 軸 100 と一体に形成された前記カウンターギア 110 の内周を、変速装置のハウジング 5 に固定されたサポート部により、円筒ころ軸受け 140 で軸支されると共に、前記カウンターギア 120 と前記カウンターギア 130 の間で、前記変速装置の前記ハウジング 5 に連なる壁部 5a とボス部 5b により、ニードルローラベアリング 150 と 160 で軸支され、  
前記第 2 軸 200 は、前記変速装置の前記ハウジング 5 に固定されるトルクコンバータハウジング 4 とリアカバー 6 により、両端を円錐ころ軸受け 250 と 260 で軸支されるように成した、請求項 1 から 3 に記載の前進 6 速後進 1 速の自動変速装置。

【請求項 5】

前記第 1、第 2、第 3 の動力伝達経路を制御する前記クラッチ C1、C2、C3 と前記ブレーキ B2、B1 は、それぞれ第 1、第 2、第 3、第 4、及び第 5 の摩擦部材とピストン及び前記ピストンのリターンスプリングとを有する油圧アクチュエータであり、前記第 3 の動力伝達経路を制御する前記ワンウェイクラッチ 232 は、機械アクチュエータであって、

前記第 2 軸 200 に配置される前記クラッチ C1 は、前記第 1 遊星歯車列 20 の外周部に配置された前記第 1 摩擦部材と、前記カウンターギア 210 に溶着され、前記第 1 摩擦部材の一方が回り止めされ、軸方向移動自在に保持される連結保持部材と、前記カウンターギア 210 に保持された前記第 1 ピストン及び前記第 1 リターンスプリングと、前記第 1 摩擦部材のもう一方が回り止めされ、軸方向移動自在に保持される前記リングギア 23 の外周連結保持部とを有し、

前記第 2 軸 200 に配置される前記ブレーキ B1 は、前記第 2 遊星歯車列 30 の外周部に配置された前記第 5 摩擦部材と、前記壁部 5a に連なり、前記第 5 摩擦部材の一方が回り止めされ、軸方向移動自在に保持されるハウジング 5 の連結保持部と、前記円錐ころ軸受け 260 が軸支される前記リアカバー 6 に保持され、前記カウンターギア 130 との干渉部に切り欠きを有した前記第 5 ピストン及び前記第 5 リターンスプリングと、前記遊星キャリア 34 から伸ばされ、前記第 5 摩擦部材のもう一方が回り止めされ、軸方向移動自在に保持される連結保持部材とを有し、

前記第 2 軸 2 0 0 に配置される前記ワンウェイクラッチ 2 3 2 は、前記ブレーキ B 1 の前記ピストンを保持する前記リアカバー 6 に連結したインナーレースと、前記カウンターギア 2 3 0 の外周部内側をアウターレースとして有し、

前記第 1 軸 1 0 0 に配置される前記クラッチ C 2 は、前記クラッチ C 1 の前記第 1 摩擦部材と同じ軸方向位置に配置された前記第 2 摩擦部材と、前記カウンターギア 1 1 0 に溶着され、前記第 2 摩擦部材の一方が回り止めされ、軸方向移動自在に保持される連結保持部材と、前記第 1 軸 1 0 0 と前記カウンターギア 1 1 0 に保持された前記第 2 ピストン及び前記第 2 リターンスプリングと、前記カウンターギア 1 2 0 に溶着され、前記第 2 摩擦部材のもう一方が回り止めされ、軸方向移動自在に保持される連結保持部材とを有し、

前記第 1 軸 1 0 0 に配置される前記ブレーキ B 2 は、前記ブレーキ B 1 の前記第 5 摩擦部材と同じ軸方向位置に配置された前記第 4 摩擦部材と、前記第 4 摩擦部材の一方が回り止めされ、軸方向移動自在に保持される前記ハウジング 5 の連結保持部と、前記ボス部 5 b と前記壁部 5 a に保持される前記第 4 ピストン及び前記第 4 リターンスプリングと、前記カウンターギア 1 2 0 に溶着され、前記第 4 摩擦部材のもう一方が回り止めされ、軸方向移動自在に保持される連結保持部材とを有し、

前記第 1 軸 1 0 0 の軸端部に配置される前記クラッチ C 3 は、前記第 1 軸 1 0 0 にスプラインで連結されるクラッチケースと、前記クラッチケースに回り止めされ、軸方向移動自在に保持された第 3 摩擦部材の一方と、前記クラッチケースに保持された前記第 3 ピストン及び前記第 3 リターンスプリングと、前記カウンターギア 1 3 0 に溶着され、前記第 3 摩擦部材のもう一方が回り止めされ、軸方向移動自在に保持される連結保持部材とを有するように成した、請求項 1 から 4 に記載の前進 6 速後進 1 速の自動変速装置。

#### 【請求項 6】

前記第 1、第 2、第 3 の動力伝達経路を形成する前記カウンターギア列 1、2、3 の、前記第 2 軸 2 0 0 に配置された前記カウンターギア 2 1 0、2 2 0、2 3 0 の歯数を、それぞれ噛み合う前記第 1 軸 1 0 0 に配置された前記カウンターギア 1 1 0、1 2 0、1 3 0 の歯数で割った減速比は、前記カウンターギア列 1 と



前記カウンターギア列 2 の減速比が同一又は異なるよう設定され、前記カウンターギア列 1、2 の減速比より前記カウンターギア列 3 の減速比が小さく設定されるように成した、請求項 1 に記載の前進 6 速後進 1 速の自動変速装置。

【請求項 7】

前記第 1 軸 1 0 0 に配置された前記クラッチ C 2、C 3 の作動油を導く油路 1、2 の前記第 1 軸 1 0 0 への導入口は、前記ハウジング 5 に固定された前記サポート部の内周部に接し、前記第 1 軸 1 0 0 の外周に設けられた円周溝と 3 個の回転シールリングにより形成され、

前記第 1 軸 1 0 0 に配置された各軸受け部等の低圧供給油を導く油路 3 の前記第 1 軸 1 0 0 への導入口は、前記カウンターギア 1 1 0 の内周部に接し、前記円筒ころ軸受け 1 4 0 を軸支する前記サポート部の外周に設けられた 1 個の回転シールリングと、前記第 1 軸 1 0 0 の外周に設けられた円周溝と変速装置側の回転シールリングにより、前記サポート部と前記カウンターギア 1 1 0 の側面部に形成され、

前記第 2 軸 2 0 0 に配置された前記クラッチ C 1 の作動油を導く油路 4 の前記第 2 軸 2 0 0 への導入口と、前記第 2 軸 2 0 0 に配置された各軸受け部等の低圧供給油を導く油路 5 の前記第 2 軸 2 0 0 への導入口は、前記円錐ころ軸受け 2 5 0 が位置する前記第 2 軸 2 0 0 の軸端部に設けられた段付穴の、異なる径を有した内周部 2 箇所へ接し、前記トルクコンバータハウジング 4 に固定された油路連結部材の、段付部外周に設けられた 2 個の回転シールリングにより、段上部と段中心部に形成されるように成した、請求項 1 から 5 に記載の前進 6 速後進 1 速の自動変速装置。

【請求項 8】

動力が入力される第 1 軸 1 0 0 と、動力が中継される第 2 軸 2 0 0 と、動力が出力される第 3 軸 3 0 0 とが平行に配置され、

前記第 2 軸 2 0 0 に遊星ギア列を配置した自動車用自動変速装置であって、前記第 2 軸 2 0 0 と前記第 3 軸 3 0 0 を連結する第 4 カウンターギア列の前記第 3 軸 3 0 0 のカウンターギア 3 4 0 に、パーキングギア 3 4 1 を配置した自動変速装置。

**【発明の詳細な説明】****【0 0 0 1】****【発明の属する技術分野】**

本発明は、遊星ギア列の複数の構成要素に連結する動力伝達経路を、油圧クラッチ及びブレーキを用いて制御する自動変速機に関し、特に入力軸と中継軸及び出力軸の 3 軸が平行に配置され、出力軸にディファレンシャルギアを配置した前輪駆動用の自動変速装置に関する。

**【0 0 0 2】****【従来の技術】**

今日最も普及している乗用車用の自動変速装置として、ロックアップクラッチを有するトルクコンバータを用いた前進 4 速後進 1 速の変速機が知られている。前輪駆動用の前進 4 速後進 1 速の自動変速機は、エンジンと同軸となる第 1 軸にトルクコンバータを介して 3 個のクラッチと 2 個のブレーキ、2 列の遊星ギア、ワンウェイクラッチ、さらに、中間軸及び出力軸を設け、カウンターギアで中継軸となる第 2 軸を介し、ディファレンシャルギアを有した出力軸の第 3 軸に動力を伝達する構造が一般的となっている。

**【0 0 0 3】**

変速装置の変速比は、自動車の最大牽引力と最高速度によって決定され、変速段数を増やすほど牽引特性及び燃費は有利となるが、変速装置が複雑で伝達効率も下がり、コスト高となるのに加え、軸方向が長くなる欠点を有する。このため、前輪駆動用の自動変速機の多段化は、前進 3 速後進 1 速から、クラッチ 1 個の増加で済み、比較的軸方向が長くない前進 4 速後進 1 速にとどまっている。

**【0 0 0 4】**

しかし、前進 4 速後進 1 速の自動変速機では、1 個増やさねばならない動力伝達経路が干渉するため、従来前進 3 速後進 1 速に用いられてきた 2 列の遊星ギアのサンギアとサンギア、遊星キャリアとリングギアを連結した、前進段でリングギア入力となる、ギア歯面荷重の小さな効率の良い遊星ギア列が用いられなく、サンギア入力で径が小さいためギア歯面荷重が大きくなる遊星ギア列を用いている。

又クラッチ 1 個の増加で済むとは言え、伝達経路が 1 個増えることもあり、第 1 軸に変速装置を集中的に配置すると、軸方向の短縮化には限度が生じる。

#### 【0005】

さらに、この前進 4 速後進 1 速の自動変速機は、前進 3 速後進 1 速の自動変速機に比べ改良はされたが、1 速の変速比を 4 速の変速比で割った総変速段間比が 4 前後と小さい上に、各変速ギア間の段間比も大きく取らなければならないため、省燃費に寄与するエンジン低回転での使用とトルクコンバータのロックアップの利用率が不十分な状態になっている。

#### 【0006】

周知の如く、近年地球環境問題のため自動車の省燃費の要求は強く、ガソリンエンジンから効率の良いディーゼルエンジンへの移行も考えられる。ディーゼルエンジンはガソリンエンジンより最高回転数が低いため、よりいっそう自動変速装置は前進 4 速後進 1 速の欠点を補うべく、総変速段間比が 5 以上取れる前進 6 速への多段化が望まれる。

一方、車両の衝突に対する安全の要求も強く、エンジンルームの横幅空間は、サイドメンバーの確保により狭くなってきており、変速装置はさらなる軸方向の短縮が望まれている。又サイドメンバーは強度上運転席に近づくほど幅広となるため、入力軸となる第 1 軸より運転席に近い中継軸の第 2 軸の方を短くする方が好ましい。

#### 【0007】

このような問題を解決するため、特開平 4-219553 と特開 2001-221301 及び米国特許 5013289 で、4 個の構成要素を有した 2 列の遊星ギアと、ギア比の異なる複数のカウンターギアと、3 個のクラッチ及び 2 個のブレーキからなる低コストで高性能な前進 6 速後進 1 速の自動変速装置が提案されている。

#### 【0008】

しかし、特開平 4-219553 は、エンジンが長軸となる前輪駆動車用変速機のギアトレンを示し、第 1 軸にはトルクコンバータしか配置されず、エンジンとの干渉を避けるため出力軸を大きくオフセットさせ、クラッチ類と遊星ギア列及

びディファレンシャルギアを出力軸に配置した、出力軸が長くなる変速装置であり、本件の対象とは異なる。

#### 【0 0 0 9】

特開 2 0 0 1 - 2 2 1 3 0 1 の実施例に記載されたカウンターギア列のギア比と遊星ギア列の組み合わせでは、本発明で用いる前進段の 1 速から 4 速でリングギア入力となる遊星ギア列は適用できない。

また、これらのギアトレンは、大きなラジアル荷重を発生するカウンターギアを複数個用いるので、カウンターギアのラジアル軸受けは強固でなければならない。しかし、実施例に示された模式図では、第 2 軸の遊星ギア列に配置されるカウンターギアの軸受けが、第 2 軸に直接設けられなく不適切となっている。

#### 【0 0 1 0】

米国特許 5 0 1 3 2 8 9 は、特開 2 0 0 1 - 2 2 1 3 0 1 と同類の遊星ギア列であり、本発明で用いる前進段の 1 速から 4 速でリングギア入力となる遊星ギア列は適用できない。また、カウンターギアの軸受けをハウジングで保持したことと、クラッチ 3 個を入力軸となる第 1 軸に配置したため、軸方向が長くなる欠点を有する。加えて軸端にカウンターギアを配置したため、第 1 軸と第 2 軸が同じ長さとなる。さらに、カウンターギアの軸受けを静止しているハウジングで保持する場合、常時軸受けが回転するため、効率と耐久及び騒音面で不利となる。

#### 【0 0 1 1】

また、従来用いられて来た前進 4 速後進 1 速の自動変速装置では、パーキングギアは大きなスペースのある第 2 軸に配置されるため問題とはならないが、米国特許 5 0 1 3 2 8 9 及び特開 2 0 0 1 - 2 2 1 3 0 1 では、第 2 軸に遊星ギア列が配置されるため、パーキングギアを第 2 軸に配置すると第 2 軸が長くなる欠点を有する。

#### 【0 0 1 2】

##### 【発明が解決しようとする課題】

本発明の第 1 の課題は、入力軸と中継軸及び出力軸の 3 軸が平行に配置され、出力軸にディファレンシャルギアを配置した前輪駆動用の変速装置において、使用頻度の多い前進段の 1 速から 4 速でリングギア入力となる遊星ギア列を用い、ギ

ア歯面の荷重を低減し、効率を上げ、現状の 4 速自動変速機より各ギアの変速段間比が小さく、しかも総変速段間比が 5 以上取れると共に、コスト増加がほとんどなく、車体のサイドメンバー剛性を強めるため軸方向の大幅短縮が可能な、前進 6 速後進 1 速の自動変速機を実現することにより、自動車の燃費と衝突安全性を向上させることにある。

#### 【 0 0 1 3 】

本発明の第 2 の課題は、入力軸より中継軸を短くし、搭載性をより高めることである。

本発明の第 3 の課題は、変速比の設定自由度を高めるためカウンターギアを 3 列用いることであり、3 列のカウンターギアのラジアル軸受けを強固にし、効率と耐久性を高め、騒音を減らすことである。

#### 【 0 0 1 4 】

##### 【課題を解決するための手段】

原動機からトルクコンバータを介して動力が入力される第 1 軸と、第 1 軸と平行に設けられて動力が中継される第 2 軸と、第 2 軸と平行に設けられてディファレンシャルギアを介して動力が出力される第 3 軸と、第 2 軸に配置され、動力が入力される第 1、第 2、第 3 の構成要素及び動力が出力される第 4 の構成要素を有する第 1 及び第 2 遊星歯車列と、第 1 軸と第 1 及び第 2 遊星歯車列の第 1、第 2、第 3 の構成要素を連結する第 1、第 2、第 3 の動力伝達経路と、第 1、第 2、第 3 の動力伝達経路を形成するそれぞれ 2 個のギアが噛み合う第 1、第 2、第 3 のカウンターギア列と、第 1、第 2、第 3 の動力伝達経路に設けられたクラッチ C 1、C 2、C 3 と、第 2、第 3 の動力伝達経路に設けられ、第 2、第 3 の構成要素を制動するブレーキ B 2、B 1 と、第 3 の動力伝達経路に設けられ、第 3 の構成要素を動力が入力される回転方向とは逆方向にのみ制動するワンウェイクラッチと、第 2 軸と第 3 軸を連結する第 4 カウンターギア列とから構成された自動車用自動変速装置であって、第 1 遊星歯車列のリングギアを第 1 の動力伝達経路が連結される第 1 の構成要素とし、第 1 遊星歯車列のリングギアに噛み合う遊星ギアを軸支する遊星キャリアを第 4 の構成要素とし、第 1 遊星歯車列の遊星ギアに噛み合うサンギアと第 2 遊星歯車列のサンギアを連結して第 2 の動力伝達経路

が連結される第2の構成要素とし、第2遊星歯車列のサンギアに噛み合う遊星ギアを軸支する遊星キャリアを第3の動力伝達経路が連結される第3の構成要素とし、第2遊星歯車列の遊星ギアに噛み合うリングギアを第4の構成要素とし、第4の構成要素をなす第1遊星歯車列の遊星キャリアと第2遊星歯車列のリングギアを動力が中継される第2軸に連結し、第1、第2、第3の動力伝達経路を制御するクラッチC1、C2、C3とブレーキB2、B1及びワンウェイクラッチのいずれか2個を選択的に締結することにより、使用頻度の多い前進段の1速から4速でリングギア入力となる遊星ギア列を用いた、効率の良い前進6速後進1速の自動変速機が実現できる。

#### 【0015】

自動変速装置の軸方向長さは、構成部品の配置、特に回転軸への油の供給のため軸方向が長くなるクラッチの配置で決定され、第2軸を第1軸より短くするため、3個のクラッチの2個を第1軸に、1個を第2軸に配置できるよう、トルクコンバータの方向に、第1軸と第2軸を連結する第1、第2、第3の動力伝達経路を順に配置し、第1と第2動力伝達経路の間の第2軸に第1遊星歯車列を配置し、第2と第3動力伝達経路の間の第2軸に第2遊星歯車列を配置し、第1の動力伝達経路に設けられたクラッチC1と、第3の動力伝達経路に設けられたブレーキB1及びワンウェイクラッチを、第2軸に配置し、第2の動力伝達経路に設けられたクラッチC2及びブレーキB2と、第3の動力伝達経路に設けられたクラッチC3を、第1軸に配置し、第2軸と第3軸を連結する第4カウンターギア列を、第1動力伝達経路よりトルクコンバータの方向に配置するように成した。

#### 【0016】

第1及び第2遊星歯車列の、動力が入力される第1、第2、第3の構成要素及び動力が出力される第4の構成要素は、第1の構成要素を成す第1遊星歯車列のリングギアを、リングギアと連結したプレートでスラスト軸受けを介し第1遊星歯車列の遊星キャリアと第1カウンターギア列の第2軸に配置されたカウンターギアの間保持し、第2の構成要素を成す連結された2個のサンギアを、第2の動力伝達経路を形成する第2カウンターギア列の第2軸に配置されたカウンターギアと一体に形成し、第3の構成要素を成す第2遊星歯車列の遊星キャリアを、

第2軸でブシュにより軸支すると共に、第3の動力伝達経路を形成する第3カウンターギア列の第2軸に配置されたカウンターギアと第2遊星歯車列の外周部で継ぎ手により連結し、第4の構成要素を成す第1遊星歯車列の遊星キャリアと第2遊星歯車列のリングギアを、動力が中継される第2軸にそれぞれ異なる位置でスプラインにより連結し、第2軸に連結される第2遊星歯車列のリングギアスプライン連結穴両端部を、第2軸と同芯が出るよう嵌め合い部を設けるように構成した。

#### 【0017】

第1、第2、第3の動力伝達経路を形成するそれぞれ2個のギアが噛み合う第1、第2、第3のカウンターギア列の軸支方法は、第1カウンターギア列の第1軸のカウンターギアを、第1軸と一体に形成し、そのカウンターギアに噛み合う第2軸のカウンターギアを第2軸上のニードルローラベアリングにより回転自在に保持し、第2カウンターギア列の第1軸のカウンターギアを、第1軸上のニードルローラベアリングにより回転自在に保持し、そのカウンターギアに噛み合う第2軸のカウンターギアを第2軸上のニードルローラベアリングにより回転自在に保持し、第3カウンターギア列の第1軸のカウンターギアを、第1軸上のニードルローラベアリングにより回転自在に保持し、そのカウンターギアに噛み合う第2軸のカウンターギアを、第2軸と同芯が出るようスプライン連結穴両端部に嵌め合い部を設けた、第2遊星歯車列のリングギアと連なるスプラインハブ上のニードルローラベアリングにより回転自在に保持し、第1軸は、第1軸に一体に形成された1列目のカウンターギアの内側を、変速装置のハウジングに固定されたサポート部により円筒ころ軸受けで軸支すると共に、2列目のカウンターギアと3列目のカウンターギアの間で、変速装置のハウジングに連なるボス部によりニードルローラベアリングで軸支し、第2軸は、変速装置のハウジングに固定されるトルクコンバータハウジングとリアカバーにより両端を円錐ころ軸受けで軸支されるように成したので、軸方向が短縮されると共に強固な軸受けが実現できる。

#### 【0018】

第1、第2、第3の動力伝達経路を制御するクラッチC1、C2、C3とブレー

キ B 2、B 1 は、それぞれ第 1、第 2、第 3、第 4、及び第 5 の摩擦部材とピストン及びピストンのリターンズプリングとを有する油圧アクチュエータであり、第 3 の動力伝達経路を制御するワンウェイクラッチは、機械アクチュエータであって、

第 2 軸に配置されるクラッチ C 1 は、第 1 遊星歯車列の外周部に配置された第 1 摩擦部材と、第 1 カウンターギア列の第 2 軸のカウンターギアに溶着され、第 1 摩擦部材の一方が保持される連結保持部材と、カウンタギアに保持された第 1 ピストン及び第 1 リターンズプリングと、第 1 摩擦部材のもう一方が保持されるリングギアの外周連結保持部とを有し、第 2 軸に配置されるブレーキ B 1 は、第 2 遊星歯車列の外周部に配置された第 5 摩擦部材と、第 5 摩擦部材の一方が保持されるハウジングの連結保持部と、円錐ころ軸受けが軸支されるリアカバーに保持され、カウンタギアの干渉のため 1 部を切り欠いた第 5 ピストン及び第 5 リターンズプリングと、第 2 遊星歯車列の遊星キャリアから伸ばされ、第 5 摩擦部材のもう一方が保持される連結保持部材とを有し、第 2 軸に配置されるワンウェイクラッチは、ブレーキ B 1 のピストンを保持するリアカバーに連結したINNERレースと、第 3 カウンタギア列の第 2 軸のカウンタギアの外周部内側をアウターレースとして有し、第 1 軸に配置されるクラッチ C 2 は、第 2 軸に配置されるクラッチ C 1 の第 1 摩擦部材と同じ軸方向位置に配置された第 2 摩擦部材と、第 1 カウンタギア列の第 1 軸のカウンタギアに溶着され、第 2 摩擦部材の一方が保持される連結保持部材と、第 1 軸と第 1 カウンタギア列の第 1 軸のカウンタギアに保持された第 2 ピストン及び第 2 リターンズプリングと、第 2 カウンタギア列の第 1 軸のカウンタギアに溶着され、第 2 摩擦部材のもう一方が保持される連結保持部材とを有し、第 1 軸に配置されるブレーキ B 2 は、第 2 軸に配置されるブレーキ B 1 の第 5 摩擦部材と同じ軸方向位置に配置された第 4 摩擦部材と、第 4 摩擦部材の一方が保持されるハウジングの連結保持部と、ボス部 5 b と壁部 5 a に保持される第 4 ピストン及び第 4 リターンズプリングと、第 2 カウンタギア列の第 1 軸のカウンタギアに溶着され、第 4 摩擦部材のもう一方が保持される連結保持部材とを有し、トルクコンバータと反対方向の第 1 軸の端部に配置されるクラッチ C 3 は、第 1 軸にスプラインで連結される



クラッチケースと、クラッチケースに保持された第3摩擦部材の一方と、クラッチケースに保持された第3ピストン及び第3リターンスプリングと、第3カウンターギア列の第1軸のカウンターギアに溶着され、第3摩擦部材のもう一方が保持される連結保持部材とを有するように成し、クラッチC1のシリンダーを第1カウンターギア列の第2軸のカウンターギア部に、クラッチC2のシリンダーを第1カウンターギア列の第1軸のカウンターギア部に設けることも含め、第1軸と第2軸の短縮化が実現できる。

#### 【0019】

第1、第2、第3の動力伝達経路を形成する第1、第2、第3のカウンターギア列の、第2軸に配置されたカウンターギアの歯数を、それぞれ噛み合う第1軸に配置されたカウンターギアの歯数で割った減速比は、第1カウンターギア列と第2カウンターギア列の減速比が同一又は異なるよう設定し、第1、第2カウンターギア列の減速比より第3カウンターギア列の減速比が小さく設定されるように成したので、変更しやすいカウンターギアの設定のみで、総変速段間比が5以上取れると共に、各ギアの段間差の設定自由度が増す前進6速後進1速の自動変速機が実現できる。

#### 【0020】

第1軸100に配置されたクラッチC2、C3の作動油を導く油路1、2の前記第1軸100への導入口は、変速装置のハウジングに固定されたサポート部の内周部に接し、第1軸の外周に設けられた円周溝と3個の回転シールリングにより形成され、第1軸に配置された各軸受け部等の低圧供給油を導く油路3の前記第1軸100への導入口は、第1軸と一体となるカウンターギアの内周部に接し、円筒ころ軸受け1を軸支するサポート部の外周に設けられた1個の回転シールリングと、第1軸の外周に設けられた円周溝と変速装置側の回転シールリングにより、サポート部とカウンターギアの側面部に形成され、第2軸に配置されたクラッチC1の作動油を導く油路4の前記第2軸200への導入口と、第2軸に配置された各軸受け部等の低圧供給油を導く油路5の前記第2軸200への導入口は、円錐ころ軸受けが位置する第2軸のトルクコンバータ側軸端部に設けられた段付穴の、異なる径を有した内周部2箇所へ接し、トルクコンバータハウジングに

固定された油路連結部材の、段付部外周に設けられた2個の回転シールリングにより、段上部と段中心部に形成されるように成し、回転軸への油の導入路を全て変速機のハウジングとトルクコンバータハウジングの分割部に設置すると共に、油路3、4、5の導入口を軸側面に設けることにより、ハウジングと第1及び第2軸の短縮化が実現できる。

#### 【0021】

パーキングギアを第2軸に配置せず、出力軸となる第3軸の大きな径を有したカウンターギアに形成したので、第3軸の軸受け上部にパーキングギアを配置出来、第2軸及び第3軸を長くすることなく変速装置全体の短縮化が実現できる。

#### 【0022】

##### 【発明の実施の形態】

図1と、図1を模式化した図2に本発明の自動変速機の構造を表す。

#### 【0023】

これらの図において、エンジンに締結されるトルクコンバータハウジング4は、変速装置のハウジング5とリアハウジング6が、ボルトにより一体化されている。エンジンから動力が入力されるトルクコンバータ10は、トルクコンバータハウジングに収納され、トルクコンバータ10の出力側後方に設けられた変速装置は、ハウジング5とリアハウジング6に収納され、制御用油圧ポンプケースは、トルクコンバータハウジング4と変速装置のハウジング5の間に固定される。制御用油圧ポンプケースは、トルクコンバータ10を軸支すると共に、乾式状態となるトルクコンバータハウジング4と湿式状態となる変速装置のハウジング5を分離する。

#### 【0024】

トルクコンバータ10は、フロントカバー12と、インペラ15、タービン16、ワンウェイクラッチ14を伴ったステータ17、及びロックアップクラッチ11と振りダンパー13を有する。

周知のとおり、ロックアップクラッチ11が解放状態では、エンジンからの動力は、インペラ15、タービン16、ステータ17による流体伝導となり、ロックアップクラッチ11が締結状態では、振りダンパー13を通過し効率の良い直結

機械伝導となり、いずれもタービン 16 から第 1 軸 100 に出力される。

#### 【0025】

変速装置は、トルクコンバータ 10 を介して動力が入力される第 1 軸 100 と、第 1 軸 100 と平行に設けられて、動力が中継される第 2 軸 200 と、第 2 軸 200 と平行に設けられて、ディファレンシャルギア 40 を介して動力が出力される第 3 軸 300 と、第 2 軸 200 に配置され、動力が入力される第 1、第 2、第 3 の構成要素及び動力が出力される第 4 の構成要素を有する第 1 及び第 2 遊星歯車列 20、30 と、第 1 軸 100 と第 1 及び第 2 遊星歯車列 20、30 の第 1、第 2、第 3 の構成要素を連結する第 1、第 2、第 3 の動力伝達経路と、第 1、第 2、第 3 の動力伝達経路を形成するそれぞれ 2 個のギアが噛み合う第 1、第 2、第 3 カウンターギア列 1、2、3 と、第 1、第 2、第 3 の動力伝達経路に設けられたクラッチ C1、C2、C3 と、第 2、第 3 の動力伝達経路に設けられ、第 2、第 3 の構成要素を制動するブレーキ B2、B1 と、第 3 の動力伝達経路に設けられ、第 3 の構成要素を動力が入力される回転方向とは逆方向にのみ制動するワンウェイクラッチ 232 と、第 2 軸 200 と第 3 軸 300 を連結する第 4 カウンターギア列とから構成される。

#### 【0026】

図 1 と、図 1 を模式化した図 2 と、図 1 の第 1 軸 100 の詳細を示す図 3 において、第 1 軸 100 は、第 1 カウンターギア列 1 を構成するカウンターギア 110 と、第 2 カウンターギア列 2 を構成するカウンターギア 120 と、第 3 カウンターギア列 3 を構成するカウンターギア 130 と、第 1 軸 100 とカウンターギア 120 を断接するクラッチ C2 と、カウンターギア 120 を制動するブレーキ B2 と、第 1 軸 100 とカウンターギア 130 を断接するクラッチ C3 とを有する。

#### 【0027】

第 1 軸 100 は、カウンターギア 110 が一体に形成され、前方のトルクコンバータ 10 から後方の変速装置端部の、ほぼ自動変速装置全長の長さを有し、円筒ころ軸受け 140 とニードルローラベアリング 150 及び 160 で、ハウジング 5 に軸支される。

円筒ころ軸受け 140 は、ハウジング 5 の前方に固定されたポンプケースのサポート 7 の外周部と、カウンターギア 110 の内周部の間に設けられ、ラジアル荷重を受けると共に、第 1 軸 100 の前方に作用するスラスト荷重を受けるようインナーレースの前方に鍔を有している。

ニードルローラベアリング 150 及び 160 は、ハウジング 5 の後方後端に位置する壁部 5a とボス部 5b に設けられ、ニードルローラベアリング 150 がラジアル荷重を受け、ニードルローラベアリング 160 が第 1 軸 100 の後方に作用するスラスト荷重を受けるよう、スラストワッシャ 161 がボス部 5b に、スラストワッシャ 162 が第 1 軸 100 に固定されている。

#### 【0028】

クラッチ C2 は、第 2 摩擦部材 53 と、第 2 摩擦部材 53 の一方が保持されるカウンターギア 110 に溶着された連結保持部材のクラッチケース 51 と、第 2 ピストン 52 と、第 2 リターンスプリング 56 と、第 2 摩擦部材 53 のもう一方が保持されるカウンターギア 120 に溶着された連結保持部材のクラッチハブ 54 とを有し、第 1 軸 100 とカウンターギア 120 の断接を行う。

#### 【0029】

クラッチケース 51 は筒状をなし、カウンターギア 110 の外周部に溶着され、内周部に施されたスプラインにより、第 2 摩擦部材 53 の一方の摩擦部材となる複数のドリブンプレート 53b が回り止めされ、軸方向移動自在に保持されている。ドリブンプレート 53b の間には、もう一方の摩擦部材となるドライブプレート 53a が交互に配置される。エンドプレート 53c は、クラッチケース 51 の端部にリティニングリング 57 で固定される。

クラッチハブ 54 は筒状をなし、カウンターギア 120 の側面部に溶着され、外周部に施されたスプラインにより、ドライブプレート 53a が回り止めされ、軸方向移動自在に保持されている。

ピストン 52 は、カウンターギア 110 とクラッチケース 51 で形成されるシリンダーに納められ、リターンスプリング 56 により解放側に戻される。

リターンスプリング 56 は、ピストン 52 の遠心油圧キャンセラー室を形成するプレート 55 で保持され、プレート 55 は、リティニングリング 58 で第 1 軸 1

0 0 に固定される。

#### 【0 0 3 0】

第2 カウンターギア列2 のカウンターギア 1 2 0 は、クラッチ C 2 の後方に配置され、ラジアル軸受けのニードルローラベアリング 1 2 1 と、スラスト軸受けのニードルローラベアリング 1 2 2 及びスラストワッシャ 1 2 3 と 1 6 2 で、第1 軸 1 0 0 上に回転自在に保持される。

#### 【0 0 3 1】

ブレーキ B 2 は、カウンターギア 1 2 0 の後方に配置され、第4 摩擦部材 8 3 と、第4 摩擦部材 8 3 の一方が保持されるハウジング 5 の連結保持部 8 1 と、第4 ピストン 8 2 と、第4 リターンスプリング 8 6 と、第4 摩擦部材 8 3 のもう一方が保持されるカウンターギア 1 2 0 に溶着された連結保持部材のブレーキハブ 8 4 とを有し、カウンターギア 1 2 0 の制動を行う。

#### 【0 0 3 2】

ハウジング 5 の連結保持部 8 1 は、内周に複数の溝加工がなされ、第4 摩擦部材 8 3 の一方の摩擦部材となる複数のドリブンプレート 8 3 b が回り止めされ、軸方向移動自在に保持されている。ドリブンプレート 8 3 b の間には、もう一方の摩擦部材となるドライブプレート 8 3 a が交互に配置される。エンドプレート 8 3 c は、連結保持部 8 1 の端部にリティニングリング 8 7 で固定される。

ブレーキハブ 8 4 は筒状をなし、カウンターギア 1 2 0 の側面部に溶着され、外周部に施されたスプラインにより、ドライブプレート 8 3 a が回り止めされ、軸方向移動自在に保持されている。

ピストン 8 2 は、連結保持部 8 1 に連なるハウジング 5 の後端の壁部 5 a とボス部 5 b で形成されるシリンダーに納められ、リターンスプリング 8 6 により解放側に戻される。

リターンスプリング 8 6 は、リティニングリング 8 8 とプレート 8 5 でボス部 5 b に固定される。

#### 【0 0 3 3】

第3 カウンターギア列3 のカウンターギア 1 3 0 は、ハウジング 5 後方のリアカバー 6 に配置され、ラジアル軸受けのニードルローラベアリング 1 3 1 と、スラ

スト軸受けのニードルローラベアリング 132 及びスラストワッシャ 133 と 134 で、第 1 軸 100 上に回転自在に保持される。

#### 【0034】

クラッチ C3 は、第 3 摩擦部材 63 と、第 3 摩擦部材 63 の一方が保持される第 1 軸 100 にスプライン結合したクラッチケース 61 と、第 3 ピストン 62 と、第 3 リターンスプリング 66 と、第 3 摩擦部材 63 のもう一方が保持されるカウンターギア 130 に溶着された連結保持部材のクラッチハブ 64 とを有し、第 1 軸 100 とカウンターギア 130 の断接を行う

#### 【0035】

クラッチケース 61 は 2 重筒形状をなし、内側筒部が第 1 軸 100 にスプライン結合され、スラストワッシャ 133 と共に、第 1 軸 100 後方軸端部のナット 99 で固定される。また、クラッチケース 61 の外側筒部の内周部に施されたスプラインにより、第 3 摩擦部材 63 の一方の摩擦部材となる複数のドリブンプレート 63b が回り止めされ、軸方向移動自在に保持される。

ドリブンプレート 63b の間には、もう一方の摩擦部材となるドライブプレート 63a が交互に配置される。エンドプレート 63c は、クラッチケース 61 の外側筒部の端部にリティニングリング 67 で固定される。

クラッチハブ 64 は筒状をなし、カウンターギア 130 の側面部に溶着され、外周部に施されたスプラインにより、ドライブプレート 63a が回り止めされ、軸方向移動自在に保持されている。

ピストン 62 は、クラッチケース 61 に納められ、リターンスプリング 66 により解放側に戻される。

リターンスプリング 66 は、ピストン 62 の遠心油圧キャンセラー室を形成するプレート 65 で保持され、プレート 65 は、リティニングリング 68 でクラッチケース 61 に固定される。

#### 【0036】

第 1 軸 100 に配置されたクラッチ C2、C3 の作動油を導く油路 1, 2 の第 1 軸 100 への導入口は、ハウジング 5 に固定されたサポート 7 の内周部に接し、第 1 軸 100 の外周に設けられた円周溝と 3 個の回転シールリング 101 により

形成される。図示しないコントロールバルブから供給される  $6 \sim 15 \text{ Kg/cm}^2$  の圧力を有した作動油は、サポート 7 に設けられた油路 1 0 6 から、回転シールリング 1 0 1 により密閉された第 1 軸 1 0 0 の導入口に導かれ、第 1 軸 1 0 0 の斜めに開けられた油路 1 0 4 である油路 2 を通り、クラッチ C 2 のシリンダー室へと直接供給される。同様にクラッチ C 3 のシリンダー室へ供給される作動油は、サポート 7 に設けられた図示しない油路から、回転シールリング 1 0 1 により密閉された第 1 軸 1 0 0 の導入口に導かれ、第 1 軸 1 0 0 の中央に設けられた、パイプ 1 0 7 と油止め 1 0 8 で形成される油路 1 に通じる油路 1 0 3 を通り、クラッチ C 3 のシリンダー室へと供給される。

第 1 軸 1 0 0 に配置された各軸受け部等に、低圧供給油を導く油路 3 の第 1 軸 1 0 0 への導入口は、サポート 7 に設けられた油路 1 0 9 から、カウンターギア 1 1 0 の内周部に接し、円筒ころ軸受け 1 4 0 を軸支するサポート 7 の外周に設けられた回転シールリング 1 0 2 と、第 1 軸 1 0 0 の外周に設けられた円周溝と変速装置側の回転シールリング 1 0 1 により、サポート 7 とカウンターギア 1 1 0 の側面部に形成される。図示しないコントロールバルブから供給される  $1 \text{ Kg/cm}^2$  前後の圧力を有した供給油は、回転シールリング 1 0 1 と 1 0 2 により密閉されたサポート 7 とカウンターギア 1 1 0 の側面部の導入口に導かれ、油路 1 0 5 から第 1 軸 1 0 0 の中央に設けられた、パイプ 1 0 7 で油路 1 と分離された外周穴となる油路 3 を通り、複数の箇所へ供給される。サポート 7 とカウンターギア 1 1 0 の側面部に導入口を設けることにより、第 1 軸 1 0 0 が短くなる。一方、カウンターギア 1 1 0 の側面部には、油によりスラスト荷重が作用するが、低圧のため小さな荷重となり問題とはならない。

### 【0 0 3 7】

図 1 と、図 1 を模式化した図 2 と、図 1 の第 2 軸 2 0 0 の詳細を示す図 4 において、第 2 軸 2 0 0 も同様に、図示しないコントロールバルブから供給される  $6 \sim 15 \text{ Kg/cm}^2$  の圧力を有したクラッチ C 1 の作動油と、 $1 \text{ Kg/cm}^2$  前後の各軸受け部等への低圧供給油の第 2 軸 2 0 0 への導入口は、円錐ころ軸受け 2 5 0 が位置する第 2 軸 2 0 0 の軸端部に設けられた段付穴の、異なる径を有した内周部 2 箇所へ接し、トルクコンバータハウジング 4 に例えばシールされたネジ

で固定される油路連結部材 2 0 1 の、段付部外周に設けられた 2 個の回転シールリング 2 0 2 と 2 0 3 により、段上部と段中心部に形成される。

作動油は油路連結部材 2 0 1 の油路 2 0 5 と段上部の導入口を通り、第 2 軸の油路 4 に導かれ、回転シールリングを介してカウンターギア 2 1 0 に設けられたクラッチ C 1 のシリンダーに供給され、低圧供給油は油路連結部材 2 0 1 の油路 2 0 4 と段中心部の導入口を通り、油路 5 に導かれ、複数の箇所へ供給される。コンパクトな油路連結部材 2 0 1 をトルクコンバータ側の円錐ころ軸受け 2 5 0 の内周部に配置するため、第 2 軸が短くなる。一方、油路連結部材 2 0 1 の側面部に対抗する第 2 軸 2 0 0 には、油によりスラスト荷重が作用するが、受圧面が小さいため問題とはならない。

#### 【 0 0 3 8 】

第 2 軸 2 0 0 は、第 1 カウンターギア列 1 を構成するカウンターギア 2 1 0 と、第 2 カウンターギア列 2 を構成するカウンターギア 2 2 0 と、第 3 カウンターギア列 3 を構成するカウンターギア 2 3 0 と、第 1、第 2、第 3 カウンターギア列 1、2、3 から動力が入力される第 1、第 2、第 3 の構成要素及び動力が出力される第 4 の構成要素を有する第 1 及び第 2 遊星歯車列 2 0、3 0 と、カウンターギア 2 1 0 と第 1 遊星歯車列 2 0 の第 1 構成要素であるリングギア 2 3 を断接するクラッチ C 1 と、第 2 遊星歯車列 3 0 の第 3 構成要素である遊星キャリア 3 4 を制動するブレーキ B 1 と、遊星キャリア 3 4 を動力が入力される回転方向とは逆方向にのみ制動するワンウェイクラッチ 2 3 2 と、動力が出力される第 4 カウンターギア列を構成するカウンターギア 2 4 0 とを有する。

#### 【 0 0 3 9 】

第 2 軸 2 0 0 は、円錐ころ軸受け 2 5 0 と 2 6 0 で、ハウジング 5 と一体となるトルクコンバータハウジング 4 とリアハウジング 6 に軸支される。

円錐ころ軸受け 2 5 0 は、トルクコンバータハウジング 4 と第 2 軸 2 0 0 の前方軸端の間に变速装置の内向きに設置され、円錐ころ軸受け 2 6 0 は、リアハウジング 6 と第 2 軸 2 0 0 の後方軸端の間に变速装置の内向きに設置され、第 1、第 2、第 3 及び第 4 カウンターギア列により第 2 軸 2 0 0 に作用するラジアル荷重とスラスト荷重を受ける



**【0040】**

第1カウンターギア列1を構成するカウンターギア110と噛み合うカウンターギア210は、第2軸200の前方に配置され、ラジアル軸受けのニードルローラベアリング211と、スラスト軸受けのニードルローラベアリング212及び213で、第2軸200上に回転自在に保持される。

**【0041】**

クラッチC1は、第1遊星歯車列20の外周部に配置された第1摩擦部材43と、第1摩擦部材43の一方が保持されるカウンターギア210に溶着された連結保持部材のクラッチケース41と、第1ピストン42と、第1リターンスプリング46と、第1摩擦部材43のもう一方が保持される第1遊星歯車列20の第1構成要素であるリングギア23の外周連結部とを有し、カウンターギア210とリングギア23の断接を行う。

**【0042】**

クラッチケース41は筒状をなし、カウンターギア210の外周部に溶着され、内周部に施されたスプラインにより、第1摩擦部材43の一方の摩擦部材となる複数のドリブンプレート43bが回り止めされ、軸方向移動自在に保持されている。ドリブンプレート43bの間には、もう一方の摩擦部材となるドライブプレート43aが交互に配置される。エンドプレート43cは、クラッチケース41の端部にリティニングリング27で固定される。

リングギア23は外周部にスプラインが施されており、ドライブプレート53aが回り止めされ、軸方向移動自在に保持されている。

ピストン42は、カウンターギア210とクラッチケース41で形成されるシリンダーに納められ、皿板形状のリターンスプリング46により解放側に戻される。リターンスプリング46は、ピストン42の遠心油圧キャンセラー室を形成するプレート45で保持され、プレート45は、リティニングリング28でカウンターギア210に固定される。

**【0043】**

第1遊星歯車列20はカウンターギア210の後方に配置され、リングギア23と、リングギア23に噛み合う遊星ギア22と、遊星ギア22を軸支する遊星キ

キャリア 2 4 と、遊星ギア 2 2 に噛み合うサンギア 2 1 を有する。

#### 【0 0 4 4】

第 1 遊星歯車列 2 0 の第 1 構成要素であるリングギア 2 3 は、リングギア部の前方で回り止めをされ、リテニングリング 2 6 で固定されたプレート 2 5 を有し、カウンターギア 2 1 0 と遊星キャリア 2 4 の間に、スラストすべり軸受け 2 1 5 とニードルローラベアリング 2 1 4 を介し、保持される。

リングギア 2 3 に噛み合う遊星ギア 2 2 を軸支する、第 4 構成要素である遊星キャリア 2 4 は、第 2 軸 2 0 0 の段付部で内周フランジが前方に規制され、スプライン部 2 4 a で第 2 軸 2 0 0 に連結される。

#### 【0 0 4 5】

第 1 遊星歯車列 2 0 の後部には、カウンターギア 1 2 0 と噛み合うカウンターギア 2 2 0 が、第 1 及び第 2 遊星歯車列 2 0、3 0 の第 2 構成要素である第 1 遊星歯車列 2 0 のサンギア 2 1 と、第 2 遊星歯車列 3 0 のサンギア 3 1 と一体となり配置される。

カウンターギア 2 2 0 は、ラジアル軸受けのニードルローラベアリング 2 2 1 と、スラスト軸受けのニードルローラベアリング 2 2 2 及び 2 2 3 で、第 2 軸 2 0 0 上に回転自在に保持される。

#### 【0 0 4 6】

第 2 遊星歯車列 3 0 はカウンターギア 2 2 0 の後方に配置され、リングギア 3 3 と、リングギア 3 3 に噛み合う遊星ギア 3 2 と、遊星ギア 3 2 を軸支する遊星キャリア 3 4 と、遊星ギア 3 2 に噛み合うサンギア 3 1 を有する。

#### 【0 0 4 7】

第 4 構成要素であるリングギア 3 3 は、スプラインハブを有したフランジが溶着され、動力が中継される第 2 軸 2 0 0 の後部で、スプライン 3 3 a により連結される。スプライン 3 3 a の連結部は、第 2 軸 2 0 0 の段付部で内周フランジが前方に規制されると共に、段付上部のニードルローラベアリング 2 2 1 の軸径に連なる 3 3 b 部と、段付下部のスプライン終焉部で円錐ころ軸受け 2 6 0 の軸径に連なる 3 3 c 部で、第 2 軸 2 0 0 と同芯が出るよう嵌め合い部を設けてある。

第 3 構成要素である遊星キャリア 3 4 は、後部サイドプレートの内径がフランジ

形状を成しており、ニードルローラベアリング 221 の軸径に連なる第 2 軸 200 でブシュにより軸支されると共に、前部サイドプレートの外径が筒状を成してリングギア 33 の上部を覆って、端部の凹凸部の継ぎ手で第 3 カウンターギア列 3 のカウンターギア 230 と連結される。

#### 【0048】

第 2 遊星歯車列 30 の後部には、カウンターギア 130 と噛み合うカウンターギア 230 が配置され、外周部の前方凹凸部の継ぎ手で遊星キャリア 34 に連結すると共に、ラジアル軸受けのニードルローラベアリング 231 と、スラスト軸受けのニードルローラベアリング 234 及びスラストワッシャ 235 で、第 2 軸 200 と一体化されたリングギア 33 のフランジ上に回転自在に保持される。

また、カウンターギア 230 は、外周部内側をアウターレースとして有し、円錐ころ軸受け 260 を保持するリアカバー 6 の外周に複数の溝加工がなされ、リテーニングリング 78 でインナーレース 233 が連結され、動力が入力される回転方向とは逆方向にのみ制動するワンウェイクラッチ 232 を保持する。

#### 【0049】

ブレーキ B1 は、第 5 摩擦部材 73 が第 2 遊星歯車列 30 の外周部に配置され、第 5 摩擦部材 73 の一方が保持されるハウジング 5 の壁部 5a に連なる連結保持部 71 と、第 5 ピストン 72 と、第 5 リターンスプリング 76 と、第 5 摩擦部材 73 のもう一方が保持される遊星キャリア 34 の外周連結部とを有し、第 3 構成要素である遊星キャリア 34 の制動を行う。

#### 【0050】

ハウジング 5 の連結保持部 71 は、前方に固定のための鏍部を有すると共に、内周に複数の溝加工がなされ、第 5 摩擦部材 73 の一方の摩擦部材となる複数のドリブンプレート 73b が回り止めされ、軸方向移動自在に保持されている。ドリブンプレート 73b の間には、もう一方の摩擦部材となるドライブプレート 73a が交互に配置され、ピストン 72 が接する端部には厚板上のプレート 73c が配置される。

ピストン 72 は、カウンターギア 130 との干渉部に切り欠きを有し、インナーレース 233 後部のリアカバー 6 に形成されるシリンダーに納められ、インナー

レース 2 3 3 に配置された皿板形状のリターンスプリング 7 6 により解放側に戻る。

リターンスプリング 7 6 は、インナーレース 2 3 3 に固定される。

#### 【 0 0 5 1 】

カウンターギア 2 1 0 と円錐ころ軸受け 2 5 0 の間には、第 4 カウンターギア列のカウンターギア 2 4 0 が、第 2 軸 2 0 0 と一体となり配置される。

#### 【 0 0 5 2 】

自動変速装置の後部からエンジン方向を見た図 5 において、動力の中継軸となる第 2 軸 2 0 0 は、カウンターギア 1 1 0 と 2 1 0 が噛み合う第 1 動力伝達経路を形成する第 1 カウンターギア列 1 と、カウンターギア 1 2 0 と 2 2 0 が噛み合う第 2 動力伝達経路を形成する第 2 カウンターギア列 2 と、カウンターギア 1 3 0 と 2 3 0 が噛み合う第 3 動力伝達経路を形成する第 3 カウンターギア列 3 により、動力の入力軸となる第 1 軸 1 0 0 に連結され、第 1 軸 1 0 0 の右上部に位置する。

動力の出力軸となる第 3 軸 3 0 0 は、カウンターギア 2 4 0 と 3 4 0 が噛み合う第 4 カウンターギア列で第 2 軸 2 0 0 に連結され、第 1 軸 1 0 0 の右下部に位置する。

#### 【 0 0 5 3 】

図 1、図 2、図 5 において、第 3 軸 3 0 0 のカウンターギア 3 4 0 は、ディファレンシャルキャリアにボルトで固定され、ディファレンシャルギアを介して左右のタイヤに連結している。

カウンターギア 3 4 0 は、第 3 軸 3 0 0 の軸受け 3 1 0 の上部に、一体となるパーキングギア 3 4 1 を有しており、パーキングカム 3 4 2 により、タイヤに連なる第 3 軸 3 0 0 の固定又は解放が行われる。

図示しない運転席にある自動変速装置のシフトタワーが、セレクトシャフト 3 4 5 に連動している。セレクトシャフト 3 4 5 の揺動がレバーによりパーキングロッド 3 4 3 の直線運動に変換される。パーキングロッド 3 4 3 は 2 個のローラを有しており、第 5 図における左右の直線運動によりハウジングに固定されたパーキングステー 3 4 4 のテーパ部をころがり、上下に移動し、パーキングカム 3 4

2を揺動させる。今、シフトタワーをPレンジに移動すると、パーキングロッド343が右方向に移動し、パーキングカム342を下に押し、パーキングカム342の爪がパーキングギア341のギア部に噛み込み、パーキングギア341をロックし、車両を固定する。

逆に、シフトタワーをPレンジから移動すると、パーキングロッド343が左方向に移動し、パーキングギア341の回転力、又は図示しないリターンスプリングで、パーキングカム342の爪が外され、ロックが解除され、車両が走行可能となる。

#### 【0054】

このパーキング機構は従来のもので、従来の自動変速装置では、第1軸又は第2軸にパーキングギアが配置される。動力を減速した後の第3軸にパーキングギアを配置すると、パーキングカムに作用する荷重が増え不利となる。しかし、本発明に限らず第2軸に遊星ギア列を配置した場合、第2軸にパーキングギアを配置すると第2軸が長くなる。本発明は第2軸を短くするため、第3軸にパーキングギアを配置したもので、第3軸に配置された径の大きなカウンターギア340に一体成形できるので、パーキングカム342に作用する荷重も低減でき、コストも高くない。また、第3軸の軸受け上部にパーキングギアを配置したので、第3軸を長くすることもない。

#### 【0055】

##### 【実施例】

図6、図7、図8に本発明の第1実施例を示す。

#### 【0056】

図6において、第1、第2、第3の動力伝達経路の、第1、第2、第3カウンターギア列1、2、3の減速比の逆数 $\alpha 1$ 、 $\alpha 2$ 、 $\alpha 3$ は、

$$\alpha 1 = 0.628$$

$$\alpha 2 = 0.687$$

$$\alpha 3 = 1$$

で、減速比はカウンターギア列3が最も小さく、カウンターギア列1をカウンターギア列2より少し大きめに設定する。また、遊星ギア列において、サンギアの

歯数をリングギアの歯数で割った第 1、第 2 遊星ギア列 20、30 の歯数比  $\rho_1$ 、 $\rho_2$  は、

$$\rho_1 = 0.552$$

$$\rho_2 = 0.463$$

で、第 1 遊星ギア列 20 の方を少し大きく設定する。

#### 【0057】

図 7 は、遊星ギアの噛み合法則により作成した第 1 実施例の速度線図である。

第 1、第 2 遊星ギア列 20、30 の歯数比  $\rho_1$ 、 $\rho_2$  により、第 1、第 2 遊星ギア列 20、30 の第 1、第 2、第 3、第 4 の構成要素の位置が決定される。

第 1 軸 100 に入力される回転速度を 1 とすると、第 1、第 2、第 3 カウンターギア列 1、2、3 を通過し、クラッチ C1、C2、C3 を介して第 1、第 2、第 3 構成要素に入力される回転速度は、 $\alpha_1 = 0.628$ 、 $\alpha_2 = 0.687$ 、 $\alpha_3 = 1$  となる。

#### 【0058】

第 1、第 2、第 3 の構成要素のいずれか 2 個を、図示しないコントロールバルブの油圧でクラッチ C1、C2、C3 及びブレーキ B1、B2 を締結するか、又はワンウェイクラッチ OWC で規制することにより、変速段が決定される。

図 7 に示した C1、C2、C3、B1 (OWC)、B2 の 2 個を直線で結べば、各変速段における各構成要素の回転速度が得られ、入力となる第 1 軸 100 の回転速度 1 を、出力となる第 4 構成要素の回転速度で割った値が、変速比となる。

#### 【0059】

ここで、第 1 構成要素は、第 1 遊星ギア列 20 に属し、第 2 構成要素は第 1、第 2 遊星ギア列 20、30 に属し、第 3 構成要素は第 2 遊星ギア列 30 に属し、第 4 構成要素は第 1、第 2 遊星ギア列 20、30 に属している。

したがって、第 1 構成要素と第 3 構成要素の回転速度を規制した 1 速と 4 速のみ動力は、第 1、第 2 遊星ギア列 20、30 の両方を通過し、その他の変速段では、第 1、第 2 遊星ギア列 20、30 のどちらか一方しか動力は通過しない。

#### 【0060】

図 8 に図 7 より得られた各変速段の変速比を示す。

1 速の変速比を 6 速の変速比で割った総変速段間比は、6.387 と広く取れる。また、各変速ギア間の段間比は、3 速以上の高速段に進むにつれ 1.345、1.334、1.268 と小さくなり、好ましい変速比を得ることができる。総変速段間比に関しては、現状用いられている前進 4 速後進 1 速の自動変速機の総変速段間比 4 よりも大幅に大きく、各変速ギア間の段間比に関しては、現状用いられている前進 4 速後進 1 速の自動変速機の 3 速と 4 速の段間比、約 1.4 ~ 1.5 より小さく、いずれも燃費に対し有利な結果が得られる。

#### 【0061】

図 9、図 10、図 11 に本発明の第 2 実施例を示す。

#### 【0062】

図 9 において、第 1、第 2、第 3 の動力伝達経路の、第 1、第 2、第 3 カウンターギア列 1, 2, 3 の減速比の逆数  $\alpha 1$ 、 $\alpha 2$ 、 $\alpha 3$  は、

$$\alpha 1 = 0.628$$

$$\alpha 2 = 0.591$$

$$\alpha 3 = 0.944$$

で、減速比はカウンターギア列 3 が最も小さく、第 1 実施例とは逆にカウンターギア列 1 がカウンターギア列 2 より少し小さめに設定し、第 2 カウンターギア列 2 と第 3 カウンターギア列 3 の歯数を変化さす。

また、遊星ギア列を構成する各ギアの歯数は、第 1 実施例と同一にする。

#### 【0063】

図 10 は、遊星ギアの噛み合い法則により作成した第 1 実施例の速度線図である。第 1、第 2 遊星ギア列 20, 30 の第 1、第 2、第 3、第 4 の構成要素は、第 1 実施例と同一となる。

第 1 軸 100 に入力される回転速度を 1 とすると、第 1、第 2、第 3 カウンターギア列 1、2、3 を通過し、クラッチ C1、C2、C3 を介して第 1、第 2、第 3 構成要素に入力される回転速度は、 $\alpha 1 = 0.628$ 、 $\alpha 2 = 0.591$ 、 $\alpha 3 = 0.944$  となる。

#### 【0064】

作動は第 1 実施例と全く同じであり、第 2 実施例の図 10 は、第 1 実施例の図 7

に、第 2 実施例の図 1 1 は、第 1 実施例の図 8 に対比できる。

#### 【0 0 6 5】

1 速の変速比を 6 速の変速比で割った総変速段間比は、6 . 0 3 5 と第 1 実施例より小さくなる。また、各変速ギア間の段間比は、第 1 実施例と比べ 2 速と 3 速、5 速と 6 速間が小さくなる。

#### 【0 0 6 6】

本発明では使用頻度の高い前進 1、2、3、4 速で、クラッチ C 1 が締結され、動力は第 1 カウンターギア列 1 を通過し、第 1 遊星ギア列 2 0 のリングギア 2 3 に入力されるため、ギア歯面に作用する荷重が小さくなり、効率の良い伝達ができる。

また、好ましい変速比は車両により異なり、第 1 及び第 2 実施例で示した如く、遊星ギア部を変化させずに、各カウンターギアの歯数を変えることで、簡単に目的に近い変速比が得られる。

より低コストとするため、第 1 遊星ギア列 2 0 と第 2 遊星ギア列 3 0 を構成する各ギアの歯数及び形状を同一にしても良い。

#### 【0 0 6 7】

#### 【発明の効果】

以上説明したように本発明の自動変速装置では、入力軸 1 0 0、中継軸 2 0 0、出力軸 3 0 0 が平行で、入力軸 1 0 0 と中継軸 2 0 0 を第 1、第 2、第 3 の動力伝達経路となるカウンターギア列 1、2、3 で連結し、中継軸 2 0 0 のカウンターギア列 1 と 2 と 3 の間に、交互に遊星ギア列 2 0 と 3 0 を配置し、入力軸 1 0 0 に第 2、第 3 の動力伝達経路を断接するクラッチ C 2、C 3 及び第 2 の動力伝達経路を制動するブレーキ B 2 を設け、中継軸 2 0 0 に第 1 の動力伝達経路を断接するクラッチ C 1 と第 3 の動力伝達経路を制動するブレーキ B 1 及びワンウェイクラッチ 2 3 2 を設け、第 1 の動力伝達経路をリングギア 2 3 に連結し、第 2 の動力伝達経路をサンギア 2 1 と 3 1 に連結し、第 3 の動力伝達経路を遊星キャリア 3 4 に連結し、遊星キャリア 2 4 とリングギア 3 3 を中継軸に連結し、第 4 カウンターギア列によりパーキングギア 3 4 1 を有した出力軸に動力を出力したので、シンプルでコンパクトな前進 6 速後進 1 速の自動変速装置が実現できる。



## 具体的な効果

- (1) 変速装置の機能要素を入力軸 1 0 0、中継軸 2 0 0、出力軸 3 0 0 に分散したので、クラッチ C 2、C 3 とブレーキ B 2 が配置される入力軸 1 0 0 が、現状の前進 4 速後進 1 速の自動変速機よりも短くなり、クラッチ C 1 とブレーキ B 1 の摩擦材を遊星ギア列の上部に配置される中継軸 2 0 0 は、入力軸 1 0 0 よりさらに短くなる。加えて、入力軸 1 0 0 と中継軸 2 0 0 への油路の導入口を変速装置前方の側面に設けたので、さらに、変速装置全体が短縮でき、搭載性が増す。
- (2) 各カウンターギアを歯面直下の入力軸 1 0 0 又は中継軸 2 0 0 上のニードルベアリングで受け、入力軸 1 0 0 と中継軸 2 0 0 を、軸受け間隔を短くしハウジングで軸支したので、カウンターギアの噛み合い精度が向上し、騒音低下に役立つ。
- (3) 3 種のカウンターギア列により、異なった回転を遊星ギア列に入力できるため、変速比の設定自由度が増す。また、カウンターギアのみの変更で変速比を変えることができ、多種の車両に対応できる。
- (4) 使用頻度の多い前進段の 1 速から 4 速でリングギア入力となる遊星ギア列を用いるため、ギア歯面の荷重を低減し、効率を上げることができる。

### 【図面の簡単な説明】

#### 【図 1】

本発明の自動変速装置の構造図

#### 【図 2】

図 1 のギアトレンの模式図

#### 【図 3】

図 1 の第 1 軸の詳細を示す構造図

#### 【図 4】

図 1 の第 2 軸の詳細を示す構造図

#### 【図 5】

本発明の自動変速装置を後方からエンジンの方を見た概略図

#### 【図 6】

第 1 実施例のギア仕様を表す図

【図 7】

第 1 実施例の各変速段の速度線図

【図 8】

第 1 実施例の各変速段の締結要素と変速比を示す図

【図 9】

第 2 実施例のギア仕様を表す図

【図 1 0】

第 2 実施例の各変速段の速度線図

【図 1 1】

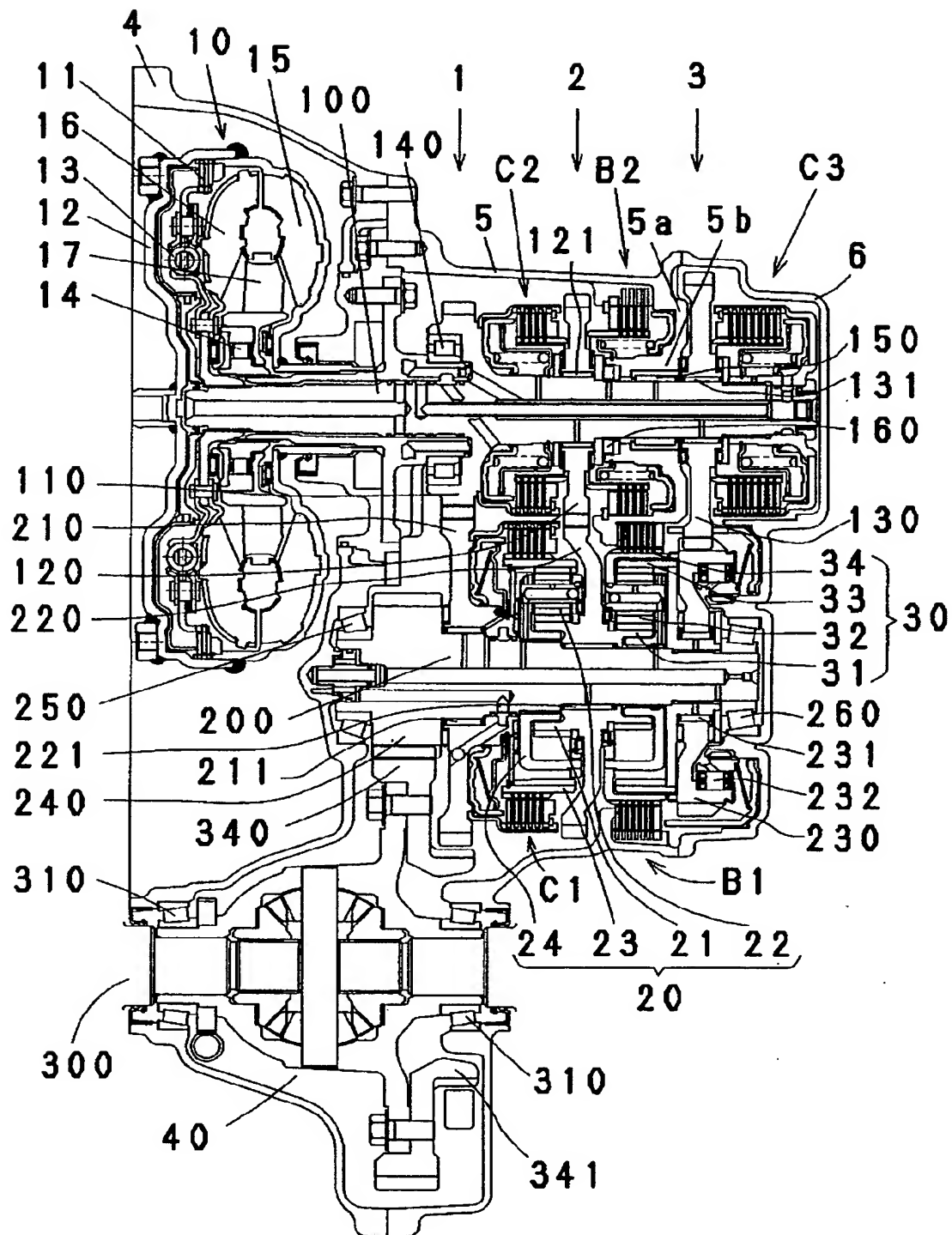
第 2 実施例の各変速段の締結要素と変速比を示す図

【符号の説明】

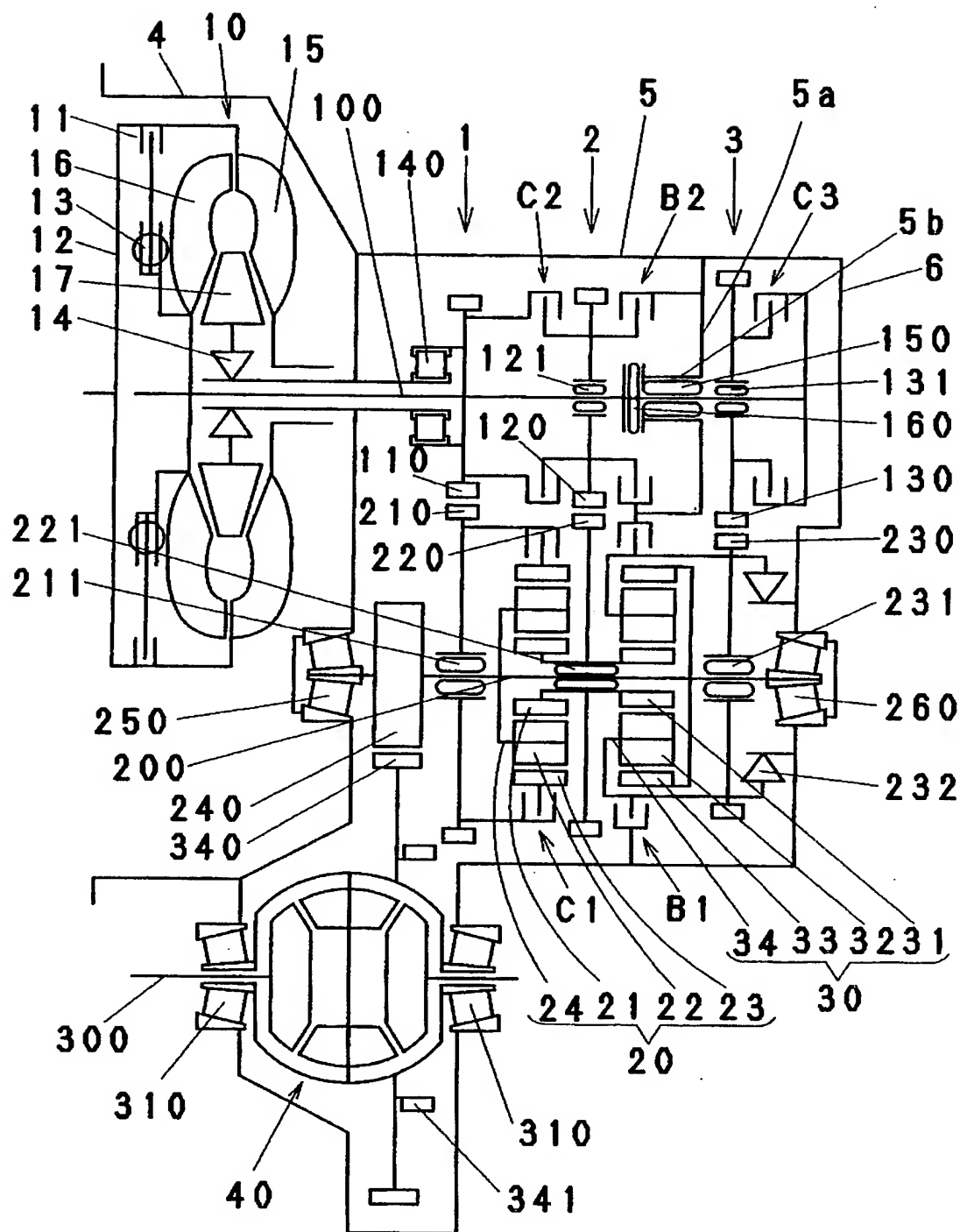
- |             |              |
|-------------|--------------|
| 1           | 第 1 カウンターギア列 |
| 2           | 第 2 カウンターギア列 |
| 3           | 第 3 カウンターギア列 |
| 1 0         | トルクコンバータ     |
| 2 0         | 第 1 遊星ギア列    |
| 3 0         | 第 2 遊星ギア列    |
| 4 0         | ディファレンシャル装置  |
| 1 0 0       | 入力軸          |
| 2 0 0       | 中継軸          |
| 3 0 0       | 出力軸          |
| C 1、C 2、C 3 | クラッチ         |
| B 1、B 2、    | ブレーキ         |

【書類名】 図面

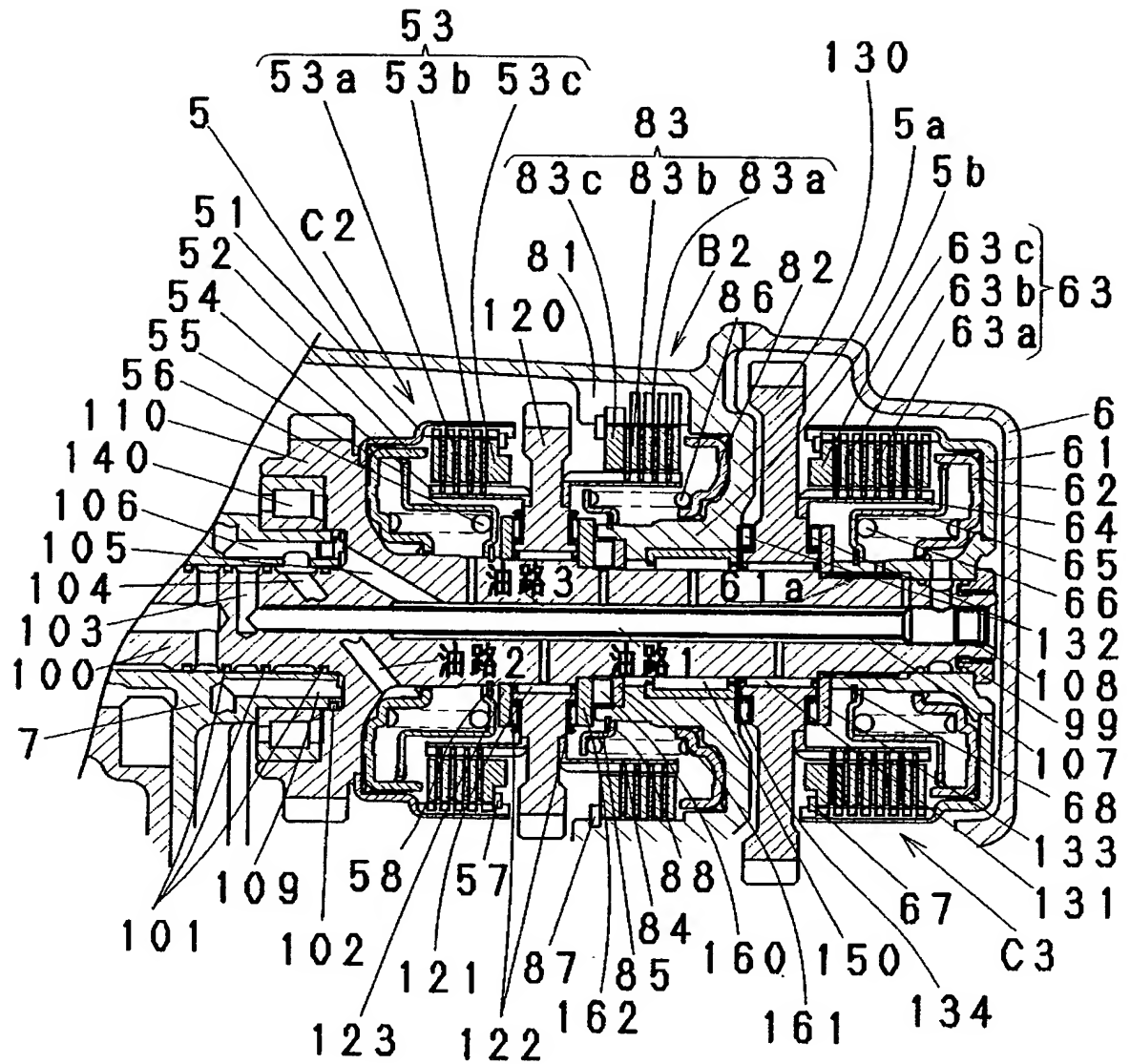
【図 1】



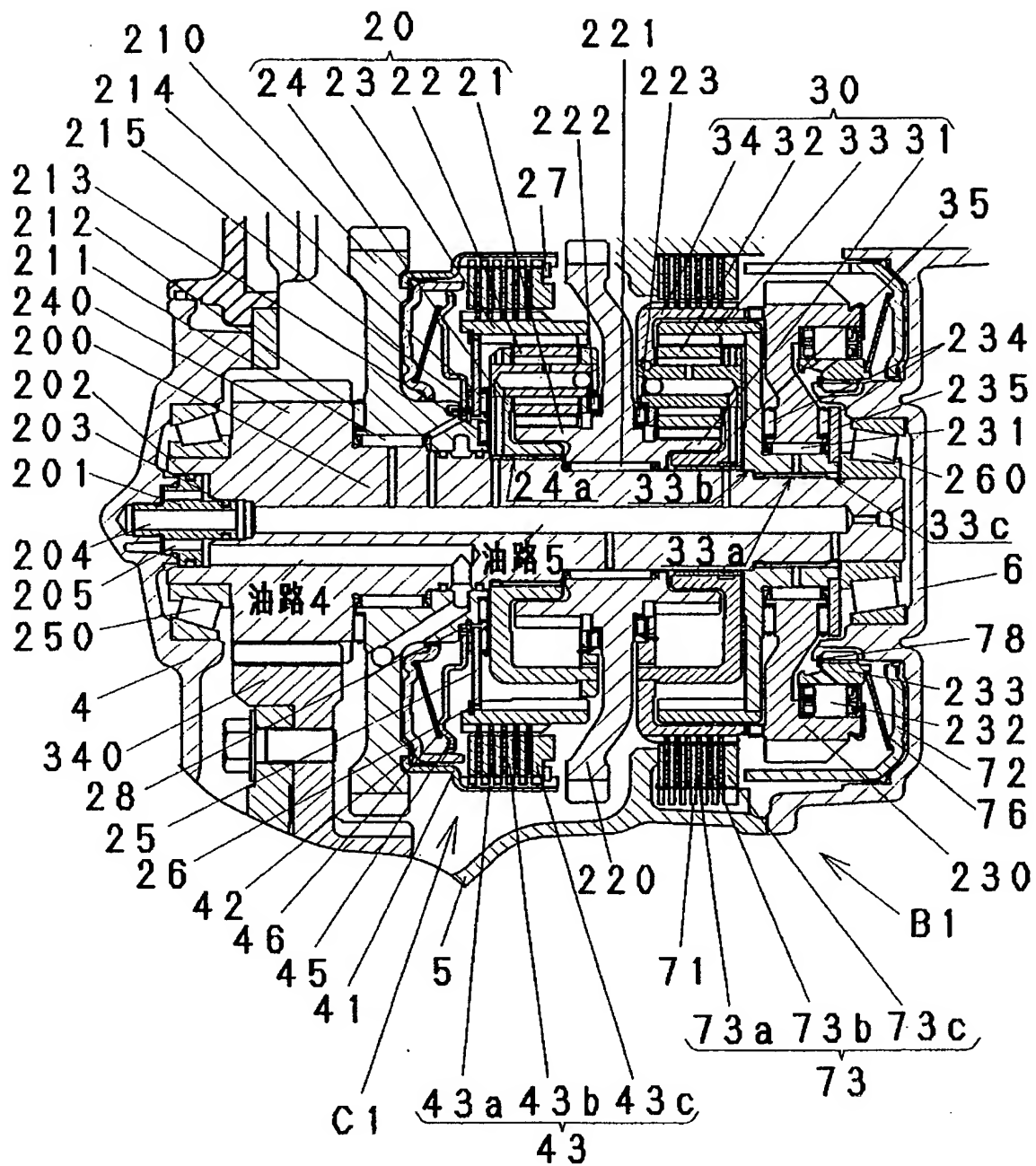
【図 2】



【図 3】

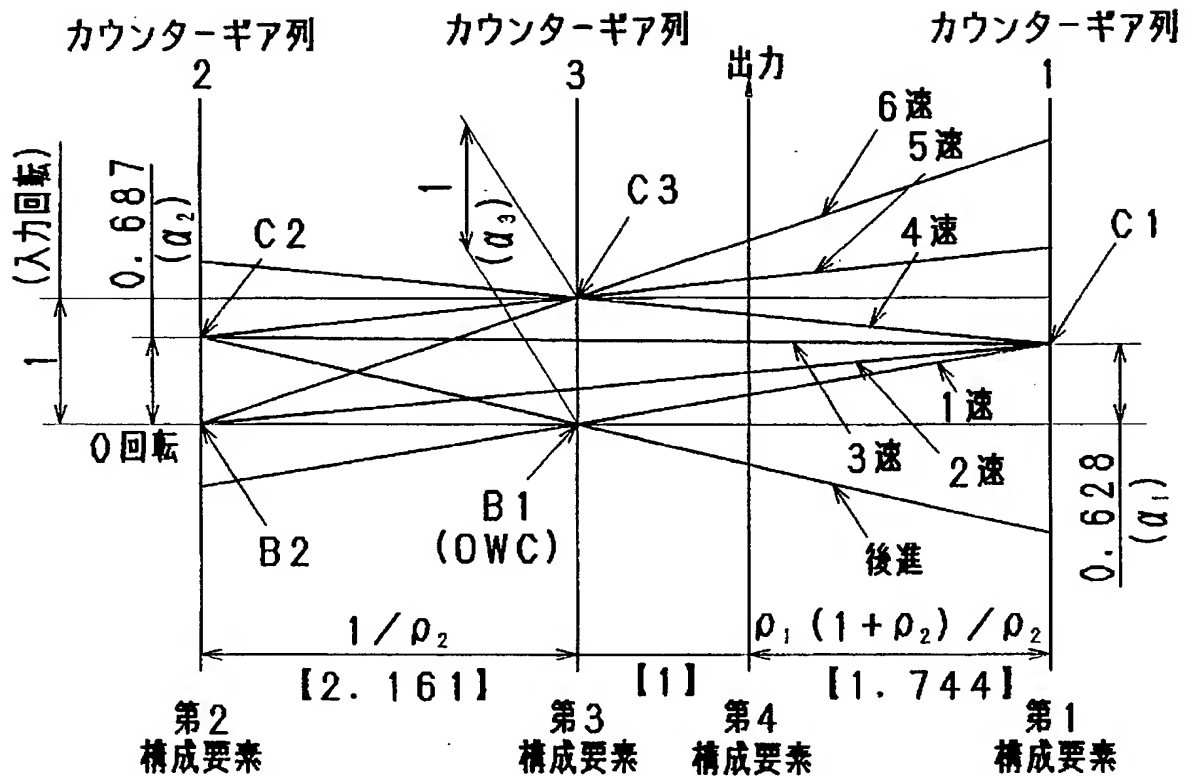


【図 4】





【図7】



【図8】

変速段	締結要素	変速比	変速段間比	総変速段間比
1速	C1, B1	4.369	$> 1.768$ $> 1.588$ $> 1.345$ $> 1.334$ $> 1.268$	$> 6.387$
2速	C1, B2	2.471		
3速	C1, C2	1.556		
4速	C1, C3	1.157		
5速	C2, C3	0.867		
6速	B2, C3	0.684		
後進	C2, B1	3.231		

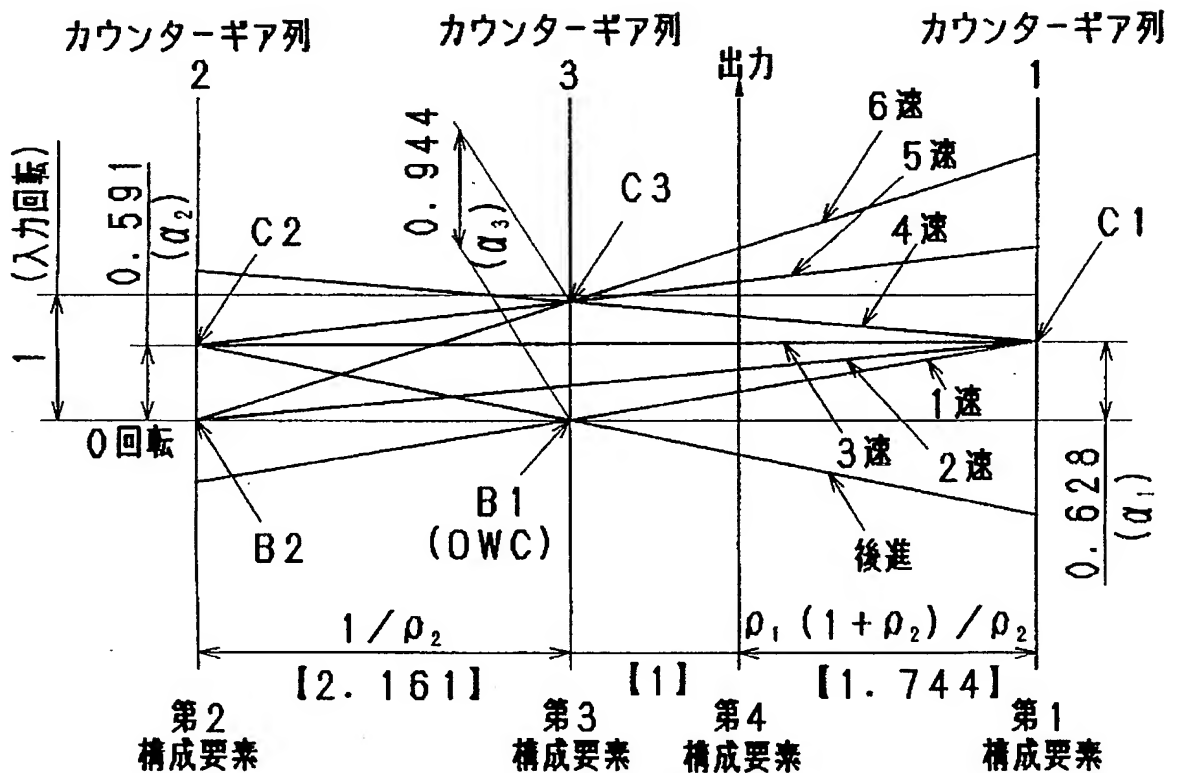


【図 9】

カウンターギア列	1 / 減速比	カウンターギアの歯数	
		第 1 軸	第 2 軸
1	$a_1 = Z_{11} / Z_{12} = 0.628$	$Z_{11} = 54$	$Z_{12} = 86$
2	$a_2 = Z_{21} / Z_{22} = 0.591$	$Z_{21} = 52$	$Z_{22} = 88$
3	$a_3 = Z_{31} / Z_{32} = 0.944$	$Z_{31} = 68$	$Z_{32} = 72$

遊星ギア列	歯数比	サンギア歯数	リングギア歯数
1	$\rho_1 = Z_{S1} / Z_{R1} = 0.552$	$Z_{S1} = 37$	$Z_{R1} = 67$
2	$\rho_2 = Z_{S2} / Z_{R2} = 0.463$	$Z_{S2} = 31$	$Z_{R2} = 67$

【図 10】



【図 11】

変速段	締結要素	変速比	変速段間比	総変速段間比
1速	C1, B1	4.369	> 1.768	<div> <div></div> 6.035 </div>
2速	C1, B2	2.471	> 1.522	
3速	C1, C2	1.623	> 1.345	
4速	C1, C3	1.206	> 1.334	
5速	C2, C3	0.904	> 1.249	
6速	B2, C3	0.724		
後進	C2, B1	3.632		

**【書類名】 要約書****【要約】****【課題】**

効率の良い遊星ギア列を用い、適切な変速比が得られるコンパクトでシンプルな、前進 6 速後進 1 速の前輪駆動用自動変速機を提供する。

**【解決手段】**

入力軸 1 0 0、中継軸 2 0 0、出力軸 3 0 0 が平行で、入力軸と中継軸を第 1、第 2、第 3 の動力伝達経路となるカウンターギア列 1、2、3 で連結し、入力軸に第 2、第 3 の動力伝達経路を断接及び制動するクラッチ C 2、C 3、ブレーキ B 2 を配置し、中継軸に第 1、第 3 の動力伝達経路を断接及び制動するクラッチ C 1、ブレーキ B 1、ワンウェイクラッチ 2 3 2 と遊星ギア列 2 0、3 0 を配置し、第 1 の動力伝達経路をリングギア 2 3 に連結し、第 2 の動力伝達経路をサンギア 2 1 と 3 1 に連結し、第 3 の動力伝達経路を遊星キャリア 3 4 に連結し、遊星キャリア 2 4 とリングギア 3 3 を中継軸に連結し、中継軸と出力軸を第 4 カウンターギア列で連結する。

**【選択図】 図 1**

【書類名】 手続補正書  
【提出日】 平成15年 8月 8日  
【あて先】 特許庁長官 殿  
【事件の表示】  
【出願番号】 特願2002-327585  
【補正をする者】  
【識別番号】 502408872  
【氏名又は名称】 大窪 正博  
【手続補正1】  
【補正対象書類名】 特許願  
【補正対象項目名】 発明者  
【補正方法】 変更  
【補正の内容】  
【発明者】  
【住所又は居所】 京都府相楽郡精華町桜ヶ丘2丁目17番8号  
【氏名】 大窪 正博  
【手続補正2】  
【補正対象書類名】 特許願  
【補正対象項目名】 特許出願人  
【補正方法】 変更  
【補正の内容】  
【特許出願人】  
【住所又は居所】 京都府相楽郡精華町桜ヶ丘2丁目17番8号  
【氏名又は名称】 大窪 正博  
【その他】 発明者及び特許出願人の住所を「京都府相楽郡精華町桜ヶ丘2丁目17番8号」と記載すべきところ、願書作成に当たり、発明者及び特許出願人の住所を「京都府相楽郡精華町桜ヶ丘2丁目18番7号」と誤って記載してしまいました。今回、住民票に登録されているとおり「京都府相楽郡精華町桜ヶ丘2丁目17番8号」と訂正します。



特願 2 0 0 2 - 3 2 7 5 8 5

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[ 5 0 2 4 0 8 8 7 2 ]

1. 変更年月日            2 0 0 2 年 1 0 月    5 日  
    [変更理由]            新規登録  
                  住 所        京都府相楽郡精華町桜ヶ丘 2 丁目 1 8 番 7 号  
                  氏 名        大窪 正博
  
2. 変更年月日            2 0 0 3 年    8 月    8 日  
    [変更理由]            住所変更  
                  住 所        京都府相楽郡精華町桜ヶ丘 2 丁目 1 7 番 8 号  
                  氏 名        大窪 正博